

УДК 677.005: 621.333.6

В.С. НЕЙМАК, О.С. ПОЛЩУК, Г.Ф. ВОРОНІН, Т.П. РОМАНЕЦЬ
Хмельницький національний університет

ЧИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ ПАЗОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН ЗА ДОПОМОГОЮ ПАКЕТУ ПРАНС-ПК

Зубчато-важільні механізми є одними із найбільш перспективних для створення сучасних машин та приладів. Проте не досліджено динаміку цих механізмів при кутових швидкостях, на яких працюють сучасні основов'язальні машини (понад 1500 об/хв). За таких кутових швидкостей наявність незрівноважених мас призводить до значних навантажень на вали та опори механізму. В статті представлено результати числових досліджень зубчато-важільного планетарного механізму приводу пазових голок основов'язальних машин. Розроблено модель для визначення кінетичних та кінетостатичних характеристик запропонованого механізму. Для числових досліджень застосовано програмне середовище ПРАНС-ПК.

Ключові слова: зубчато-важільний планетарний механізм, числові дослідження

V.S. NEYMAK, O.S. POLISCHUK, G.F. VORONIN, T.P. ROMANETS
Khmelnytskyi National University

NUMERICAL RESEARCH OF GEAR-LEVER OF THE PLANETARY DRIVE MECHANISMS OF BASIC NEEDLES OF WARP KNITTING MACHINES WITH THE USE OF THE SOFTWARE ENVIRONMENT PRANS-PK

Gear-lever mechanisms are among the most promising for the creation of modern machines and devices. But the dynamics of these mechanisms on frequency of circulation (over 1500 rotations per minute) in modern warp knitting machine hasn't been investigated yet. The availability of unbalanced masses on such frequencies of circulation leads to substantial loading on a shaft and a mechanism holder. The article presents the results of numerical research of gear-lever of the planetary drive mechanisms of basic needles of warp knitting machines. A model is developed for determining the kinetic and kinetostatic characteristics of the proposed mechanism. Software PRANS-PK is used for numerical research.

Keywords: gear-lever of the planetary mechanism, numerical research.

В лабораторії кафедри машин та апаратів Хмельницького національного університету було розроблено одно- та двоступеневий зубчато-важільні планетарні механізми приводу робочих органів основов'язальних машин (ОВМ).

В роботах [1, 2] доведена можливість використання зубчато-важільних механізмів в якості приводу основов'язальних машин на основі сателітних кривих, які здатні відтворювати дані механізми. Проте не досліджено динаміку цих механізмів при частотах обертання, на яких працюють сучасні основов'язальні машини – понад 1500 об/хв. При таких частотах обертання наявність незрівноважених мас призводить до значних динамічних навантажень на вали та опори механізму. Незрівноважені сили, змінні за величиною та напрямом, можуть викликати вібрацію як окремих ланок так і всього механізму в цілому, причому найбільші вібрації викликаються силами інерції обертових мас та мас, що рухаються зворотно-поступально. В роботі [3] було проаналізовано можливі варіанти зрівноваження та проведено ряд заходів для цього.

Наступним етапом є дослідження динамічних навантажень зубчато-важільних планетарних механізмів, зокрема визначення реакцій в опорах, що виникають під час руху. Визначення та аналіз динамічних характеристик зубчато-важільних планетарних механізмів дасть можливість порівняти їх із іншими механізмами, що використовуються в якості приводів ОВМ, розробити та перевірити методи для зменшення динамічних навантажень.

Схема одноступеневого зубчато-важільного планетарного механізму приведена на рис. 1. На рисунку позначено: 1, 2 – вали, 3, 4 – кривошипи, 5 – центральне колесо, 6 – сателіт, 7 – шатун, 8 – зубчато-пасова передача, 9 – повзун, 10 – двигун.

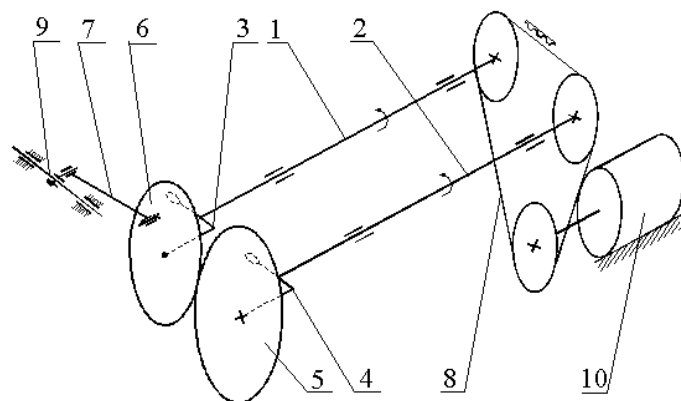


Рис. 1. Зубчато-важільний планетарний механізм

В області автоматизації проектування приводів і динамічних систем, які складаються з електронних систем управління, електрогідравлічних та гідравлічних підсилювачів, електричних, гідравлічних або пневматичних двигунів, механічних передач і механізмів, трансмісій широко використовується система ПРАНС-ПК, що розроблена в Національному технічному університеті України «Київському політехнічному інституті України імені Ігоря Сікорського». Переваги системи в порівнянні з вітчизняними та закордонними аналогами – можливість автоматизованого виконання всього комплексу робіт схемотехнічного етапу

проекування динамічних систем з різними за фізичним складом елементами.

Відома методика кінематичного аналізу за допомогою ЦЕОМ, яка полягає в визначенні положень всіх шарнірів в залежності від руху ведучих ланок [4]. Розрахунок ведеться за допомогою геометричних залежностей, оригінальних для кожного механізму. При цьому виникають неоднозначності, які пов'язані з визначенням знаку перед квадратним коренем, номера квадранта кута та ін. Такі неоднозначності значно ускладнюють складання алгоритму рішення. Фактично, для кожного механізму необхідно скласти трудомістку програму.

На такому ж принципі заснована методика динамічного та кінематичного аналізу деяких площинних механізмів, яка застосовується розробниками пакета "ПРАНС-ПК" [5]. Декілька найпростіших механізмів розглянуті як передаючі дві узагальнені змінні: швидкісну та силову (швидкість і сила, кутова швидкість і момент). Пов'язують ці змінні ті ж самі геометричні залежності. Динамічний вплив проміжних ланок механізму пропонується враховувати приведенням їх мас до вхідних та вихідних ланок, що знижує точність аналізу. Крім того, при використанні цієї методики неможливо оцінити внутрішні динамічні параметри механізму, наприклад, зусилля у шарнірах, відносні швидкості обертання ланок, які важливо враховувати, особливо при аналізі високошвидкісних механізмів [4].

Відома методика аналізу, яка базується на описанні шарнірно-важільної ланки як твердого тіла з масою m та моментом інерції J [5].

Положення шарнірів задаються векторами від центра мас ланки. Приклад моделі ланки площинного механізму наведено на рис.2.

Позначено: ЦМ – центр мас, 1,2 – шарніри, \vec{L}_i – вектор положення i -го шарніру відносно центру мас, \vec{F}_i – вектор зусилля від i -го шарніру, \vec{V}_i – вектор швидкості i -го шарніру, ω – кутова швидкість обертання, M – рушійний момент.

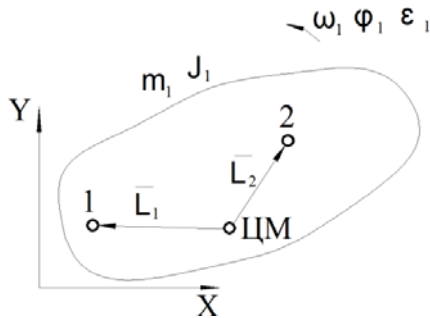


Рис. 2. Фізична модель двшарнірної ланки

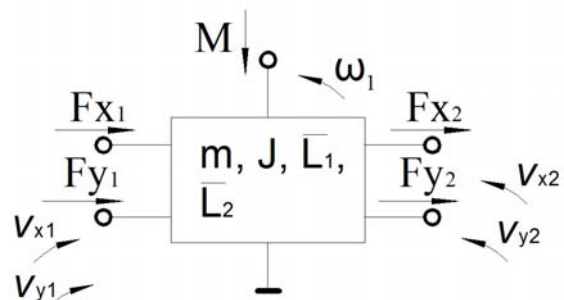


Рис. 3. Електрична модель двшарнірної ланки

Рух ланки як твердого тіла під дією сил у шарнірах та моменту описується рівняннями руху центру мас після приведення усіх сил в цей центр та обертання ланки навколо центру мас:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{i=3} F_{iX} &= m \cdot \frac{dV_{X...M}}{dt}, \\ \sum_{i=1}^{i=3} F_{iY} &= m \cdot \frac{dV_{Y...M}}{dt}, \\ \sum_{i=1}^{i=3} M_{Fi...M} + M &= J \cdot \frac{d\omega}{dt}. \end{aligned} \quad (1)$$

Пакет прикладних програм "ПРАНС-ПК" дозволяє скласти універсальну модель такого тіла, яка вимагає для конкретизації тільки довжини L векторів шарнірів та початкові значення кутів α між ними і осями координат, масу та момент інерції ланки. Схема заміщення моделі наведено на рис. 3.

Запропоновано методику, що базується на моделюванні руху ланок механізму як окремих твердих тіл у площині осей $X-Y$ у часі під дією реакцій у шарнірах. Кожна ланка представляється в моделі механізму за допомогою типової електричної моделі. З'єднанням ланок шарнірами відповідає електричне з'єднання типових моделей ланок відповідними електричними виводами (полюсами). Особливий полюс, який моделює стояк як ланку механізму, називається базою і його електричний потенціал дорівнює нулю. Потенціал кожного з полюсів ланок відносно бази дорівнює швидкості руху відповідного шарніра відносно стояка вздовж вісі X або вісі Y . Електричний струм між з'єднаними полюсами двох ланок відповідає силі взаємодії цих ланок вздовж тих самих осей. Пропонуються деякі особливості застосування таких електричних моделей ланок як складових плоского механізму.

Розрахунок моделі на ЕОМ базується на законах Кірхгофа, в яких суми струмів до вузла та суми падінь напруги вздовж замкнутого електричного ланцюга дорівнюють нулю. В методиці модель ланки містить залежні джерела напруги в ланцюгах руху вздовж осей $X-Y$ та залежні джерела струму в ланцюгах обертального руху. Залежність джерел позначає постійний розрахунок величин цих джерел за

певними строгими і вірними формулами. Замикання електричних ланцюгів як моделей ланок з т.з. академічної науки повністю відповідає замиканню контуру механізму окремими ланками. Однак, за рахунок неточностей розрахунків залежних джерел закони Кірхгофа виконуються з певною точністю і рівність нулю сум змінних не досягається.

З таких міркувань пропонується при замиканні моделей ланок в єдиний електричний ланцюг робити хоча б одне з'єднання через залежне джерело струму (не напруги), напруга на якому дасть можливість отримати нульову суму напруг та струмів. Для жорсткості такого з'єднання з т.з. механіки, таке джерело струму (сили) можна задати як силу пружно-пластичного контакту двох металевих поверхонь. Ця сила діє на дві поверхні значною силою при різниці швидкостей та положень обох поверхонь. Для такого моделювання в ППП „ПРАНС-ПК” присутні спеціальні елементи, що і відображаються відповідними джерелами струму.

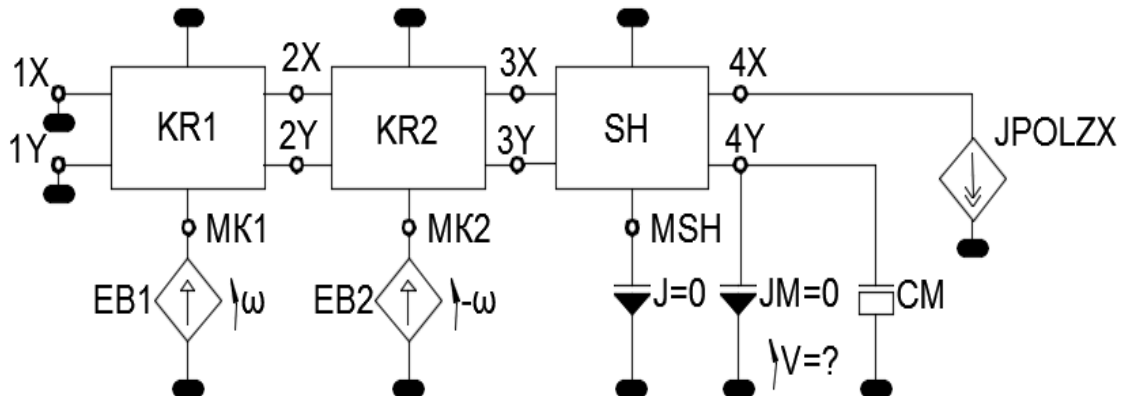


Рис. 4. Схема заміщення зубчато-важільного планетарного механізму приводу пазових голок основ'язальних машин

Позначено: EB1 – джерело кутової швидкості кривошипа KR1; MK1 – вузол, напруга на якому дорівнює кутовій швидкості обертання кривошипу KR1; 1X, 1Y – вузли швидкостей опори кривошипа KR1 вздовж осей X та Y (напруга на них дорівнює 0); KR1 – модель ланки кривошипа KR1; 2X, 2Y – вузли швидкостей руху шарніра 2; KR2 – модель ланки кривошипа KR2; EB1 – джерело кутової швидкості кривошипа KR2 (направлена в протилежну сторону швидкості EB1); 3X, 3Y – вузли швидкостей руху шарніра 3; SH – модель ланки шатуна SH; MSH – вузол, напруга на якому дорівнює кутовій швидкості обертання шатуна MSH; 4X, J = 0 – вимірювач кутової швидкості шатуна SH; 4Y – вузли швидкостей руху шарніра 4; J – обмежувач руху повзуна вздовж горизонталі; JM – вимірювач швидкості повзуна; CM – маса повзуна; JM та CM є елементами інтегратора знаходження переміщення повзуна.

З'єднуючи такі моделі, тобто вказуючи які шарніри яких ланок зв'язані один з другим відповідними полюсами, отримуємо можливість побудови моделі механізму будь-якої складності.

Використовувалась спрощена двошарнірна модель. Описання механізму відображається трьома рядками:

КРИВОШИП1 (список об'єднаних полюсів) = СП1.ДВШЛАНКА;

КРИВОШИП2 (список об'єднаних полюсів) = СП2.ДВШЛАНКА;

ШАТУН (список об'єднаних полюсів) = СП3.ДВШЛАНКА.

Параметри ланок задаються у вигляді: параметр = значення.

Випробувальний розрахунок було проведено для зубчато-важільного механізму з такими параметрами:

маси кривошипа 1 – 770 г, кривошипа 2 – 24,8 г, шатуна – 37,6 г, повзуна 23,3 г;

моменти інерції кривошипа 1 – 0,43 г·м², кривошипа 2 – 0,0035 г·м², шатуна – 0,012 г·м²;

довжини ланок кривошипа 1 – 10 мм, кривошипа 2 – 5 мм, шатуна – 40,8 мм;

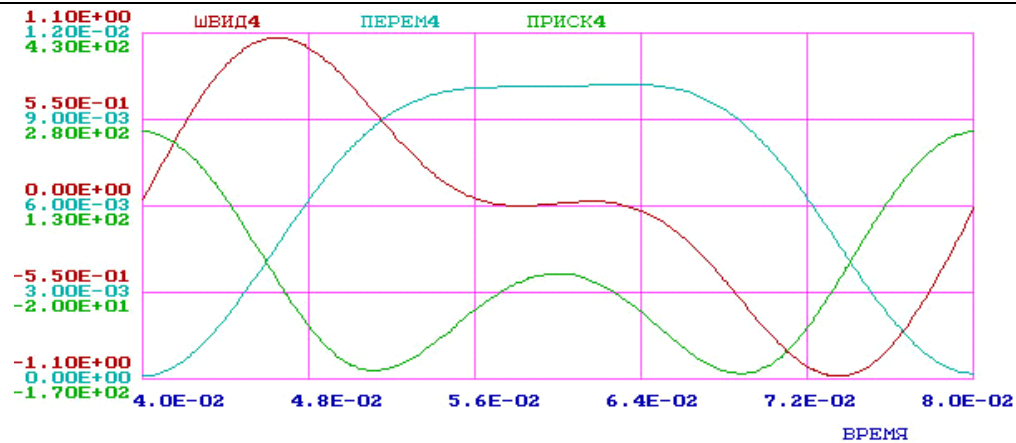
розміщення ланок: кривошип 1 – вертикально вгору, кривошип 2 – горизонтально, повзун – вертикально;

швидкість обертання кривошипа – 1500 об/хв.

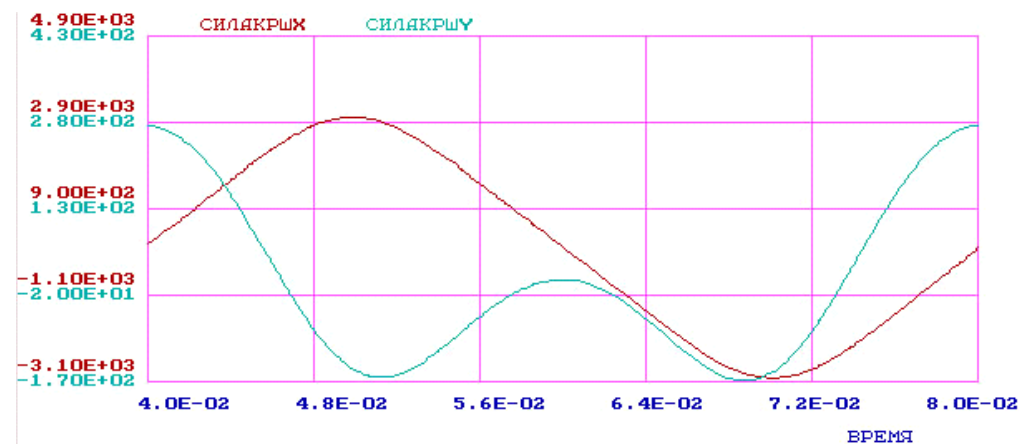
Висновки

Аналіз механізму за допомогою пакета "ПРАНС-ПК" дозволив визначити всі кінематичні та динамічні параметри: абсолютні та відносні швидкості, кути поворотів, прискорення, реакції в шарнірах від дії інерційних сил руху ланок, які сягали значень близько 5500 Н, момент на кривошипі, інерційні моменти ланок.

Таким чином, провівши чисельні дослідження у ППП „ПРАНС-ПК” отримано графічні залежності кінематичних та кінетостатичних параметрів зубчато-важільного планетарного механізму приводу пазових голок основ'язальних машин. Наступним етапом досліджень є введення у систему сили дії корисного опору(технологічного навантаження) та порівняння параметрів даного механізму із існуючими механізмами приводу пазових голок основ'язальних машин.



PEREM4 – переміщення повзуна, м, ШВИД4 – швидкість повзуна, м/с, ПРИСК4 – прискорення повзуна, м/с²
 Рис. 5. Результати кінематичних досліджень зубчато-важільного планетарного механізму приводу пазових голок основ'язальних машин



СИЛАКРШХ – сила взаємодії кривошипа з опорою вздовж вісі X, Н,
 СИЛАКРШУ – сила взаємодії кривошипа з опорою вздовж вісі Y, Н
 Рис. 6. Результати кінестатичних досліджень зубчато-важільного планетарного механізму приводу пазових голок основ'язальних машин

Література

1. Карелин В.С. Проектирование рычажных и зубчато-рычажных механизмов / В.С. Карелин. – М. : Машиностроение, 1986. – 184 с.
2. Смутко С.В. Розробка універсальних зубчато-важільних планетарних механізмів приводу петлетвірних органів основ'язальних машин : дис. ... кандидата технічних наук : 05.05.10 / Смутко Світлана Валеріївна. – Хмельницький, 2001. – 206 с.
3. Неймак В.С. Зрівноваження одноступеневого зубчато-важільного планетарного механізму / В.С. Неймак, Г.Б. Параска // Вісник Хмельницького національного університету. – 2004. – № 5. – С. 60–63.
4. Чкалов В.В. Автоматизация схемотехнического проектирования в машиностроении / В.В. Чкалов, А.И. Петренко, В.В. Ладогубец. – К. : УМК ВО, 1988. – 180 с.
5. Воронін Г.В. Розробка методики кінематичного та динамічного аналізу шарнірно-важільних механізмів за допомогою цифрових електронно-обчислювальних машин / Г.Ф. Воронін // Вісник Технологічного університету Поділля. – 1998. – № 4. Ч. 2. – С. 86–88.

References

1. Karelyn V.S. Proektyrovanye rycheznykh y zubchato-rycheznykh mekhanizmov / V.S. Karelyn. – M. : Mashynostroeny, 1986. – 184 s.
2. Smutko S.V. Rozrobka universalnykh zubchasto-vazhilnykh planetarnykh mekhanizmv pryvodu petletvirnykh orhaniv osnovoviazalnykh mashyn : dys. ... kandydata tekhnichnykh nauk : 05.05.10 / Smutko Svitlana Valeriivna. – Khmelnytskyi, 2001. – 206 s.
3. Neimak V.S. Zrивnovazhennia odnostupenového zubchato-vazhilnoho planetarnoho mekhanizmu / V.S. Neimak, H.B. Paraska // Herald of Khmelnytsky National University. – 2004. – # 5. – S. 60–63.
4. Chkalov V.V. Avtomatyzatsiya skhemotekhnicheskoho proektyrovanya v mashynostroenny / V.V. Chkalov, A.Y. Petrenko, V.V. Ladohubets. – K. : UMK VO, 1988. – 180 s.
5. Voronin H.V. Rozrobka metodyky kinematychnoho ta dynamichnoho analizu sharnirno-vazhilnykh mekhanizmv za dopomohou tsyfrovyykh elektronno-obchysluvalnykh mashyn / H.F. Voronin // Visnyk Tekhnolohichnoho universytetu Podillia. – 1998. – # 4. Ch. 2. – S. 86–88.

Рецензія/Peer review : 2.7.2017 р. Надрукована/Printed :8.9.2017 р.
 Рецензент: к.т.н., проф. Кармаліта А.К.